

## **CONTROL DEL SUBENFRIAMIENTO: UNA MANERA DE MEJORAR EL RENDIMIENTO DE CONDENSADORES PARA LA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE CON UN ELEVADO SALTO DE TEMPERATURA DEL AGUA.**

**CORBERÁN SALVADOR, José Miguel<sup>(1)</sup>; GONZÁLEZ MACIÁ, José<sup>(1)</sup>; NAVARRO PERIS, Emilio<sup>(1)</sup>; PITARCH MOCHOLÍ, Miquel<sup>(1)</sup>; LÓPEZ-NAVARRO, Alejandro<sup>(1)</sup>**

mipimoc@upvnet.upv.es

<sup>(1)</sup> Universitat Politècnica de València. Institut d'Enginyeria Energètica 46022.

### **RESUMEN**

El uso de ciclos subcríticos en bombas de calor para la producción de agua caliente se limita a temperaturas relativamente bajas y a saltos de temperatura del agua a calentar también pequeños. Es una buena solución, por ejemplo, para la producción de agua caliente para aplicaciones de calefacción, porque la temperatura del agua es admisible: 35 a 50°C y el salto de temperatura del agua es bajo, por ejemplo, alrededor de 5K. Para la producción de agua caliente sanitaria sin embargo, el salto de temperatura del agua es mucho mayor, por ejemplo, 50K cuando el agua se calienta de 10 a 60°C. La temperatura del refrigerante en el proceso de condensación es bastante constante, lo que hace que la eficacia del condensador disminuya a elevados saltos de temperatura del agua.

Recientemente se han desarrollado calentadores de agua que utilizan CO<sub>2</sub> en ciclo transcrito, ya que han demostrado un buen funcionamiento a elevados saltos de temperatura del agua, ya que se ve beneficiado por un elevado salto de temperaturas en el lado del refrigerante. Por lo tanto, una manera de mejorar la eficacia del condensador en un ciclo subcrítico será produciendo una gran cantidad de sub-enfriamiento, con el consecuente aumento de capacidad y el COP del ciclo.

El siguiente artículo presenta dos ciclos diferentes con el fin de obtener el subenfriamiento deseado y la instalación experimental para la bomba de calor agua/agua trabajando con propano. Finalmente, algunos resultados preliminares del COP se dan para diferentes condiciones de funcionamiento, tales como temperatura de la fuente de la bomba de calor en el lado caliente y el grado de subenfriamiento. Además, los resultados se comparan con un punto de referencia con cero subenfriamiento y una bomba de calor comercial.

**Palabras clave:** Propano, subenfriamiento, bomba de calor.

## 1. Introducción

La producción de agua caliente sanitaria mediante bombas de calor es una aplicación de creciente interés hoy en día, debido a su alta eficiencia. Así lo reconoce una directiva europea [1], donde una parte de la energía utilizada por las bombas de calor cuyo COP estacional está por encima de un valor de referencia, es considerada como si se obtiene a partir de fuentes de energía renovables. Como se indica en [2], hoy en día se impone un nuevo concepto en la implementación de los sistemas de refrigeración, lo que requiere configuraciones de construcción compacta que funcionan con refrigerantes con un bajo índice GWP (Global Warming Potential), pero manteniendo el rendimiento energético lo más alto posible. En este sentido, el uso de fluidos naturales podría ser una opción interesante y el impacto de su adopción en la eficiencia energética de las bombas eléctricas de calor es el objetivo del proyecto en curso *FP7 European Project, Next Generation of Heat Pumps working with Natural fluids*, NxtHPG, ([3])

Una de las primeras bombas de calor comerciales desarrolladas para esta aplicación en particular se basaba en el ciclo transcrito de CO<sub>2</sub> en el marco del proyecto ECO-CUTE [4]. Trabajos como [5] y [6] han demostrado una alta eficacia de estos ciclos cuando el salto de temperatura del agua es elevado, como por ejemplo en el calentamiento de agua de 10°C a 60°C o incluso más elevadas, mientras que [7] demostró la ventaja de este ciclo con respecto a las soluciones estándar.

Además de CO<sub>2</sub>, otro fluido natural, propano, también se puede utilizar para la producción de agua caliente sanitaria. Un informe de la IEA (IEA, anexo 32) [8] muestra el comportamiento estacional de una bomba de calor a gas para la producción combinada de calefacción y producción de agua caliente sanitaria en una casa pasiva noruega. El mismo sistema se comparó con diferentes soluciones en otro informe de [9]. Para las condiciones de funcionamiento consideradas, los autores concluyeron que el COP es un 20% mayor cuando se utiliza el CO<sub>2</sub>. La ventaja del R744 a elevados saltos de temperatura es debido al proceso de intercambio de calor en el enfriador de gas, lo que implica un elevado salto de temperaturas en el lado del refrigerante.

Por lo tanto el perfil de temperatura entre el lado del refrigerante y el agua se adapta mejor para R744 que en los sistemas con proceso bifásico.

Sin embargo, los ciclos transcritos tienen mayor penalización en el COP cuando se reduce el salto de temperaturas en el agua, [10] realiza un estudio teórico donde el ciclo transcrito de CO<sub>2</sub> se compara con otros ciclos subcríticos trabajando a subenfriamiento cero (Figura 1a). Además, en el proyecto NxtHPG el efecto del subenfriamiento en un ciclo de propano se está analizando. [11] estudiaron este efecto desde un punto de vista teórico, en el que se concluye que existe una cantidad óptima de subenfriamiento para diferentes condiciones de contorno. La Figura 1b muestra la comparación entre una condición de funcionamiento de referencia sin subenfriamiento a la salida del condensador (líneas discontinuas) y la que permite maximizar el COP controlando el subenfriamiento, la última situación permite una mejor coincidencia entre los perfiles de temperatura en el condensador, y por lo tanto un mejor COP.

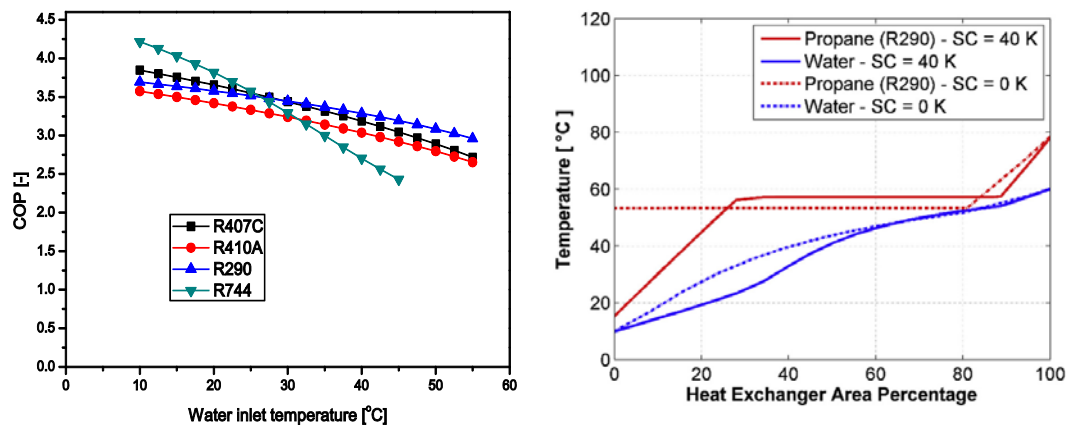


Figura 1: a) Dependencia del COP con la temperatura de entrada del agua para diferentes refrigerantes, temperatura de salida 60°C. ([10]) b) Ejemplos de perfiles de temperatura de Propano y agua dentro del condensador, con y sin subcooling. ([11])

El objetivo de este trabajo es evaluar el rendimiento de una bomba de calor agua-agua trabajando con Propano para la producción de agua caliente sanitaria aprovechando calor residual. En primer lugar, se presentan diferentes ciclos de refrigerante a fin de lograr el subenfriamiento necesario y el diseño experimental utilizado en el laboratorio. Finalmente, se muestran los resultados experimentales para el COP a diferentes temperaturas del agua a la entrada del condensador. Estos resultados experimentales son los resultados preliminares obtenidos en el proyecto NxtHPG.

## 2. Montaje Experimental

El proyecto NxtHPG dedica uno de los prototipos bajo estudio al desarrollo de una bomba de calor de propano para la recuperación de calor residual tratando de aprovechar la baja temperatura del agua a la entrada del condensador para producir subenfriamiento y mejorar el COP. El calor residual podría provenir de cualquier fuente disponible de energía, así como el alcantarillado o de un bucle de condensación, cuyas temperaturas van entre los 10 y 30°C (para el presente trabajo la temperatura del agua a la entrada del evaporador es 20°C). Esta bomba de calor produce agua caliente sanitaria a 60°C y se prueba a diferentes temperaturas de entrada de agua con el fin de estudiar su influencia con el rendimiento de la bomba de calor, las temperaturas de entrada están en el intervalo de 10 a 55°C. Debido a las características de la aplicación, se ha seleccionado el Propano como el fluido de trabajo, ya que es capaz de proporcionar una buena eficiencia a relaciones de presión bajas y baja temperatura de descarga.

### 2.1. Ciclos de refrigerante

El subenfriamiento deseado con el fin de mejorar el rendimiento en el condensador se puede conseguir de diferentes maneras, en este trabajo dos ciclos diferentes han sido considerados:

- Caso A (Condensador más subenfriador), Figura 2: En este caso, una botella de líquido situado justo después del condensador asegura que el refrigerante salga en estado de líquido saturado (punto 3), la botella de líquido es lo suficientemente grande para cumplir esta condición en diferentes condiciones de contorno. El refrigerante sale de la botella de líquido a la temperatura de saturación del condensador, cuyo valor para esta aplicación ronda los 60°C, y se enfría en el subenfriador. De esta manera, el refrigerante sale del subenfriador con un cierto subenfriamiento (punto 4), que dependerá de la temperatura de entrada del agua, la que aumentará antes de entrar al condensador. Tener la condensación y subenfriamiento en intercambiadores de calor diferentes tiene la ventaja de optimizar el diseño del intercambiador de calor en cada elemento, puesto que el refrigerante en el subenfriamiento está en estado líquido, cuya densidad es muy diferente en comparación con el refrigerante a la entrada del condensador. Por lo tanto, el paso de la placa del subenfriador se puede seleccionar más pequeño que en el condensador con el fin de optimizar la transferencia de calor. Por otra parte,

un elevado flujo másico de agua dará lugar a una mayor caída de presión en el subenfriador si se selecciona el paso de la placa demasiado pequeño.

- Caso B (Condensador y válvula de estrangulamiento) Figura 3: En este caso, hay una válvula de estrangulación entre el condensador y la botella de líquido. Como en el caso anterior, la botella de líquido asegura que el refrigerante salga de la válvula de estrangulación en estado de líquido saturado (punto 4), mientras que en la entrada de esta válvula de estrangulamiento el refrigerante está en estado de líquido subenfriado (punto 3) procedente del condensador. Ya que el refrigerante se mantiene sobre la línea de líquido saturado a la salida de la válvula de estrangulación y la presión de saturación en su entrada depende del proceso de transferencia de calor en el condensador, el subenfriamiento dependerá de la caída de presión que ocurre en la válvula de estrangulación, es decir, cuando la válvula se cierra la caída de presión es mayor y por lo tanto lo será el subenfriamiento. La válvula de expansión da la caída de presión necesaria (desde el punto 4 al 5) para tener el recalentamiento deseado a la entrada del compresor (punto 1). En este caso, el proceso de subenfriamiento se hace dentro del condensador, por lo que la geometría no se puede optimizar para este proceso. Por otro lado, tiene la ventaja económica de contar con un intercambiador de calor menos, y además, el subenfriamiento se puede controlar por medio de una válvula de estrangulación electrónica.

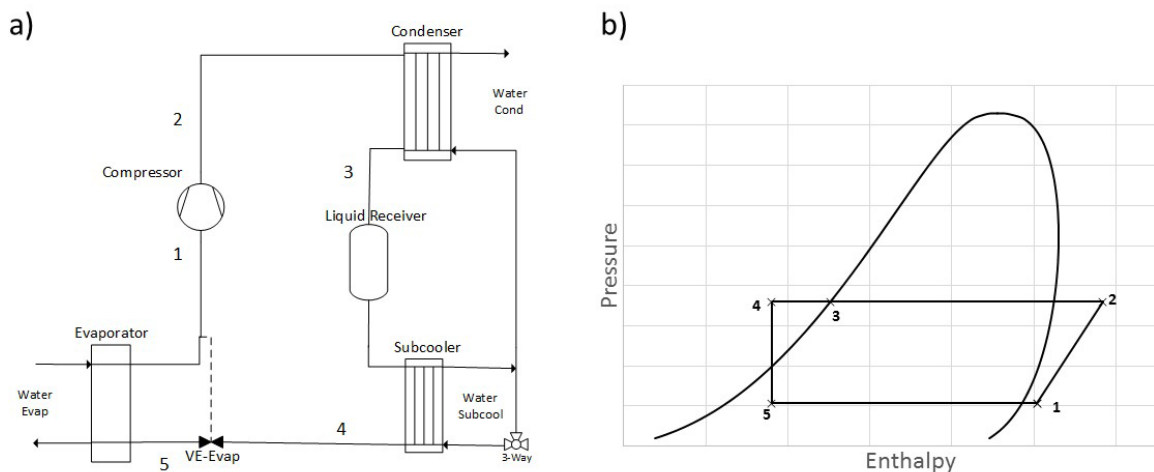


Figura 2: Caso A: Subenfriador en serie con el condensador a) Esquema, b) P-h diagrama.

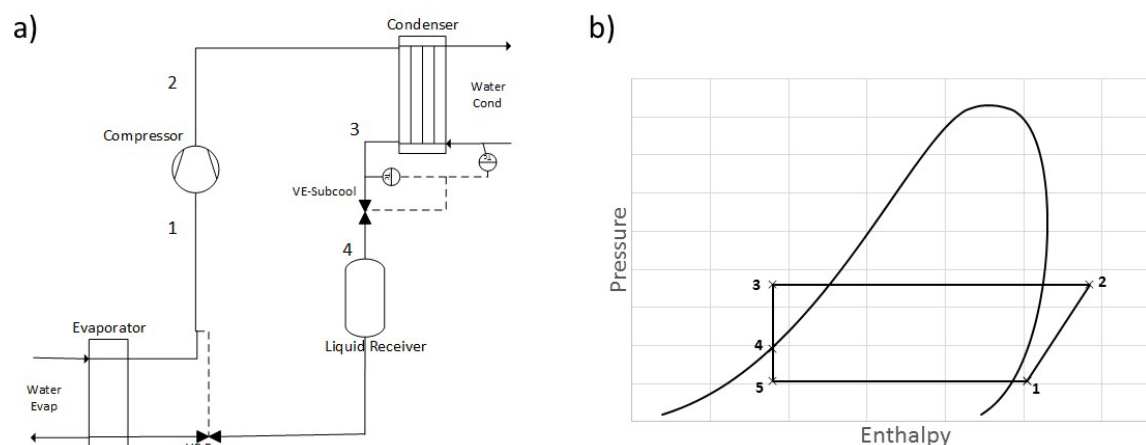


Figura 3: Caso B: Subenfriamiento realizado mediante la válvula de estrangulamiento a) Esquema, b) P-h diagrama.

## 2.2. Diseño Experimental

Se ha construido un prototipo de laboratorio con el fin de medir los dos ciclos diferentes descritos anteriormente, la Figura 4 muestra el diseño experimental, el cual es capaz de reproducir los dos ciclos. El sistema ha sido diseñado para obtener alrededor de 50 kW en el punto nominal, 20°C de temperatura de entrada del agua a la entrada del evaporador y proporcionando agua caliente sanitaria a 60°C con una temperatura de entrada a 10°C. Con el fin de comparar equitativamente ambos ciclos, los componentes se han seleccionado en consecuencia y sus principales características son:

- Caso A (Condensador más subenfriador): El subenfriador se ha seleccionado con un paso de placa más pequeño que el condensador con el fin de aumentar la velocidad del refrigerante y por lo tanto mejorar la transferencia de calor. Dado que el flujo másico de agua puede variar considerablemente dependiendo de las condiciones de contorno (salto de temperatura del agua a calentar puede variar de los 5K a los 50K) la válvula de 3 vías reduce el paso de agua a través del subenfriador con el fin de reducir la caída de presión en el subenfriador, cuando estas son elevadas (saltos de temperatura inferiores a 10 K).
- Caso B (Condensador y válvula de estrangulamiento): En este caso, el mismo intercambiador de calor se utiliza para condensar y subenfriar, por lo tanto, tiene menos área total que en el caso A. Sin embargo, el condensador se ha seleccionado lo suficientemente grande para obtener un alto grado de subenfriamiento sin perjudicar demasiado el rendimiento debido al aumento de la temperatura de condensación. Dado que no se emplea el subenfriador, la válvula de 3 vías envía el agua directamente al condensador.

La selección del circuito utilizado, A y B, se efectúa por medio de varias válvulas de paso colocadas en el prototipo.

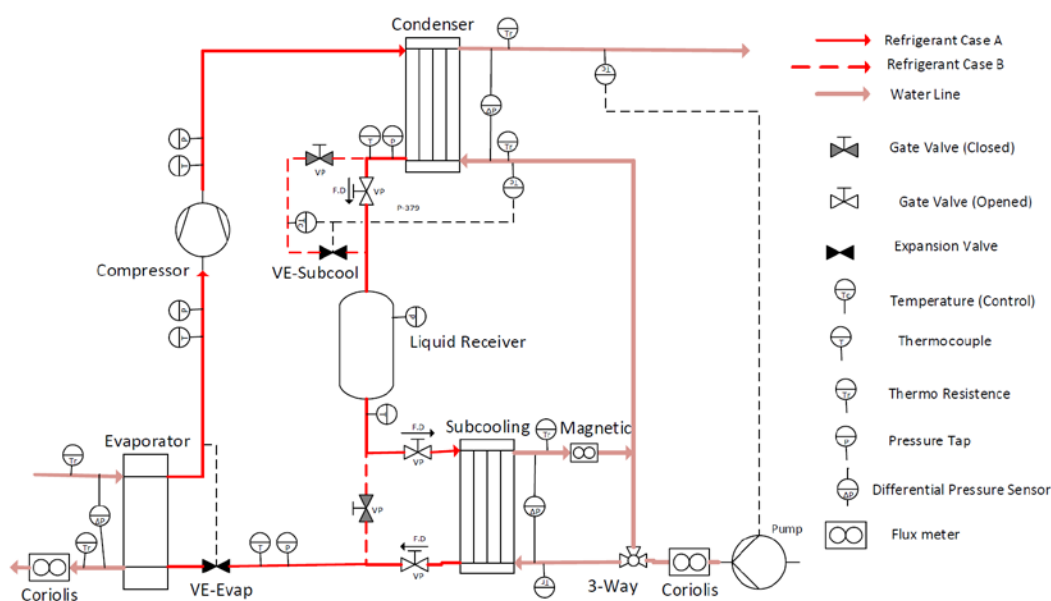


Figura 4: Diseño experimental que incluye caso A y B

## 3. Resultados Experimentales

Los resultados que se muestran a continuación son los primeros experimentos llevados a cabo en el proyecto NxtHPG para la bomba de calor de agua-agua. Para este estudio la temperatura de entrada de agua en el evaporador se mantiene a 20°C para todos los puntos, el flujo másico de agua se elige a fin

de obtener 15°C a la salida del evaporador en el punto nominal y después se mantuvo constante para todos los puntos de prueba, el recalentamiento se mantiene alrededor de 10 K y la temperatura de salida del agua en el condensador se mantiene a 60°C gracias al ajuste de la bomba de agua de velocidad variable en el lado del agua caliente. La temperatura del agua se toma entre 10 y 55°C.

### 3.1. Caso A

Como se ha dicho anteriormente, para el caso A, la válvula de 3 vías envía todo el flujo de agua a través del subenfriador menos cuando la caída de presión en el subenfriador es demasiado grande.

La Figura 5 muestra el COP de calefacción y el subenfriamiento para el caso A, a diferentes temperaturas de entrada del agua a ser calentada. Conforme la temperatura del agua aumenta, el COP disminuye de forma casi lineal, el subenfriamiento sigue la misma tendencia, ya que disminuye a medida que aumenta la temperatura del agua. Esto es debido a que el subenfriamiento está limitado por la temperatura del agua, por ejemplo, al entrar esta a 30°C el refrigerante se enfriará en el subenfriador hasta 30°C como máximo.

Si los resultados con subenfriamiento son comparados con aquellos que tienen subenfriamiento nulo, es decir, 0K, se puede ver que el primero tiene un COP aproximadamente 31% mayor que con 0K de subcooling. No obstante, a fin de ser competitivos en el mercado, hay que compararlo con los ciclos transcíticos de CO<sub>2</sub> disponibles para la producción de agua caliente sanitaria. Dado que, al menos hasta donde saben los autores, no hay una bomba de calor similar en el mercado con que comparar, se ha elegido la Q-ton [12], una bomba de calor aire-agua de alta eficiencia. Los resultados mostrados en la Figura 5 respectivos a la Q-ton son para una temperatura del aire de 25°C. Se puede observar que el COP del sistema subcrítico con propano es más alto que el transcítico trabajando con CO<sub>2</sub> (Q-ton). Además, la disminución del COP a medida que la temperatura del agua de entrada aumenta, es más brusca en el ciclo transcítico, ya que el CO<sub>2</sub> reduce su COP en un 21% al variar la temperatura del agua de entrada de 5 a 24°C, mientras que el ciclo con propano (con subenfriamiento) reduce su COP en 15 % al variar la temperatura del agua de entrada de 10 a 30°C.

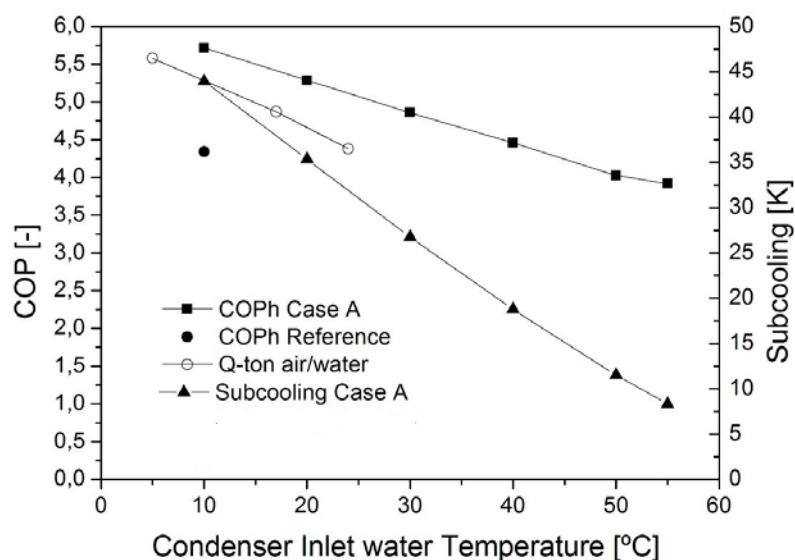


Figura 5: Resultado experimental caso A, punto de referencia (subenfriamiento cero) y bomba de calor comercial aire-agua de CO<sub>2</sub> (Q-ton). COP calefacción y subenfriamiento vs. temperatura del agua.

### 3.2. Caso B

En este caso, el subenfriamiento se controla mediante la válvula de estrangulamiento situada entre el condensador y la botella de líquido, tal y como se ha explicado antes, conforme se cierra la válvula se produce una mayor caída de presión, y en consecuencia un mayor subenfriamiento. Por lo tanto, a diferencia del caso A, el subenfriamiento se puede variar para la misma temperatura de entrada de agua. Dado que en este caso la condensación y el subenfriamiento se hacen en el mismo

intercambiador de calor (condensador del caso A), un mayor subenfriamiento significa tener más inundado el condensador y una menor área para la condensación. Por lo tanto, en el caso B se tiene un 25% menos de área que en el caso A, ya que, el segundo hace uso de la subenfriador aparte.

La Figura 6 muestra tres mediciones en el punto nominal (10 a 60°C en el lado de condensación) con diferentes subenfriamientos. Se puede observar que el mayor COP no corresponde al que tiene mayor subenfriamiento, por lo que se puede intuir que existe un subenfriamiento óptimo. Esto se puede explicar de la siguiente manera: conforme aumenta el subenfriamiento, la capacidad calorífica aumenta, pero al mismo tiempo el área disponible para condensar se reduce, produciendo un aumento en la temperatura de condensación, y un mayor consumo de energía por el compresor. Por lo tanto, el COP es un compromiso entre la mejora debido al aumento en el cambio de entalpía en el condensador producido por el subenfriamiento y el mayor consumo debido a la disminución de la superficie de condensación.

Si lo comparamos con el caso A, el COP se reduce aproximadamente en un 3,5%, pero todavía es un 26% más alto que el punto de referencia (subenfriamiento cero) y bastante competitivo comparándolo con la boba de calor comercial Q-ton.

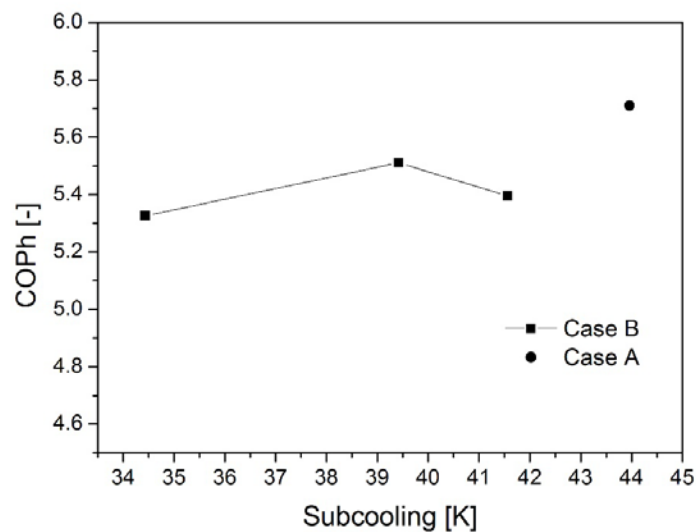


Figura 6: Resultado experimental caso B. COP calefacción vs. Subenfriamiento para una temperatura de entrada del agua de 10°C

Los sistemas transcíticos de CO<sub>2</sub> son utilizados normalmente para elevados saltos de temperatura en el agua debido a sus buenas prestaciones en esta condición. Este artículo presenta algunos resultados experimentales preliminares de un prototipo de bomba de calor agua-agua para producción de agua caliente sanitaria mediante propano como refrigerante, incluyendo dos ciclos diferentes para obtener subenfriamiento con el fin de mejorar el proceso de transferencia de calor en el ciclo subcrítico. Las conclusiones extraídas de este estudio son:

- El rendimiento de un ciclo subcrítico se puede mejorar hasta un 31% mediante la adición de subenfriamiento cuando se trabaja con un elevado salto de temperatura del agua.
- El rendimiento de un ciclo subcrítico de propano con subenfriamiento es comparable o incluso superior, en comparación con un producto comercial transcítico con CO<sub>2</sub>.
- Para el caso A, el subenfriamiento y el COP disminuyen casi linealmente a medida que aumenta la temperatura del agua de entrada, aunque parece esta disminución es menor que en el caso del ciclo transcítico con CO<sub>2</sub>.
- En el caso B, el subenfriamiento se puede variar independientemente de la temperatura de entrada de agua.
- Para el caso B existe un subenfriamiento óptimo, ya que existe un compromiso entre la mejora debido al aumento en el cambio de entalpía en el condensador producido por el subenfriamiento y el mayor consumo debido a la disminución de la superficie de condensación. Este punto óptimo depende de los componentes del sistema.
- El COP para el caso B es aproximadamente un 3,5% menor que en el caso A para el punto nominal, aunque esto se obtiene con alrededor un 25% menos de área (el subenfriador no se utiliza).

Por lo tanto, se ha demostrado que un ciclo subcrítico con propano puede tener un buen rendimiento para la producción de agua caliente sanitaria cuando se trabaja con subenfriamiento.

#### 4. Agradecimientos

Los resultados de este estudio se han desarrollado marco del proyecto europeo *FP7 European Project, Next Generation of Heat Pumps working with Natural fluids*, NxtHPG. Parte de los trabajos presentados se realizaron por Miquel Pitarch Mocholí con el apoyo financiero de la beca de doctorado de la Universitat Politècnica de València.

#### 5. Referencias

- [1] European Directive 2009/28/EC Of The European Parliament And Of The Council. [eur-lex.europa.eu](http://eur-lex.europa.eu)
- [2] Sarbu, I., 2014. A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. *Int. J. Refrigeration* 46, 123-141.
- [3] Corberan, J.M., Montagud, C., 2014. Project NxtHPG: next generation of heat pumps working with natural fluids. In: *11<sup>th</sup> IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*, Hangzhou, China. Conference Proceedings: ID 79.
- [4] ECO-CUTE project, [http://www.r744.com/assets/link/enEX\\_ecocute.pdf](http://www.r744.com/assets/link/enEX_ecocute.pdf), (05 of February of 2015)



- [5] Rieberer, R., Kasper, G., Halozan, J., 1997. CO<sub>2</sub>-a Chance for once through Heat Pump Heaters, CO<sub>2</sub> Technology in Refrigeration, Heat Pumps and Air Conditioning Systems. IEA Heat Pump Centre, Trondheim, Norway.
- [6] Nekså, P., Rekstad, H., Zakeri, G.R., Schiefloe, P.A., 1998. CO<sub>2</sub>-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. *Int. J. Refrigeration* 21(3), 172-179.
- [7] Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E., Zamboni, L., 2005. Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: a comparison with the traditional solution. *Int. J. Refrigeration* 28(8), 1250-1258.
- [8] IEA Heat Pump Programme Annex 32, Systems concept. Integrated water-to-water propane heat pump installed in a passive house in Southern Norway. [www.annex32.net/pdf/Final\\_reports/System\\_Concepts\\_IEA\\_HPP\\_Annex32.pdf](http://www.annex32.net/pdf/Final_reports/System_Concepts_IEA_HPP_Annex32.pdf).
- [9] Justo Alonso, M., Stene, J., 2010. IEA Heat Pump Programme Annex 32. Umbrella Report, System Solutions, Design Guidelines. Prototype System and Field Testing.
- [10] Pitarch. M., Navarro-Peris. E., González-Maciá. J., Montagud. C., Corberán. JM., 2014. Influence of Water Lift Temperature in Transcritical and Subcritical Refrigerants. In: *VII Congreso Ibérico de Ciencias y Técnicas del Frío*, Tarragona, Spain.
- [11] Tamaro, M., Montagud, C., Corberán, J.M., Mauro A.W., Mastrullo, R., 2015. A propane water-to-water heat pump booster for sanitary hot water production: Seasonal performance analysis of a new solution optimizing COP. *Int. J. Refrigeration* 51, 59-69
- [12] Q-ton, Commercial use Heat pump water heater Q-ton catalogue data, Mitsubishi Heavy Industries.